

**IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE**

Applicant: Makoto NAKAMURA et al.  
Title: VARIABLE-VALVE-ACTUATION APPARATUS FOR INTERNAL  
COMBUSTION ENGINE  
Appl. No.: Unassigned  
Filing Date: 07/28/2003  
Examiner: Unassigned  
Art Unit: Unassigned

**CLAIM FOR CONVENTION PRIORITY**

Commissioner for Patents  
PO Box 1450  
Alexandria, Virginia 22313-1450

Sir:

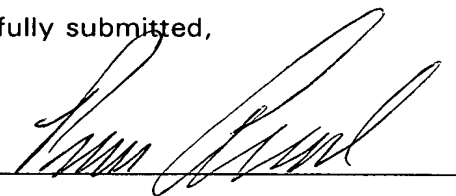
The benefit of the filing date of the following prior foreign application filed in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed.

In support of this claim, filed herewith is a certified copy of said original foreign application:

- Japanese Patent Application No. 2002-235401 filed 08/13/2002.

Respectfully submitted,

By



Pavan K. Agarwal  
Attorney for Applicant  
Registration No. 40,888

Date: July 28, 2003

FOLEY & LARDNER  
Customer Number: 22428



**22428**

PATENT TRADEMARK OFFICE

Telephone: (202) 945-6162  
Facsimile: (202) 672-5399

日 本 国 特 許 庁  
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出 願 年 月 日  
Date of Application:

2002年 8月13日

出 願 番 号  
Application Number:

特願2002-235401

[ST.10/C]:

[JP2002-235401]

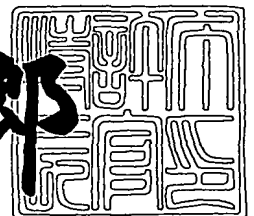
出 願 人  
Applicant(s):

株式会社日立ユニシアオートモティブ

2003年 6月 2日

特 許 庁 長 官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

太田信一郎



出証番号 出証特2003-3042245

【書類名】 特許願

【整理番号】 A02-00151

【提出日】 平成14年 8月13日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F01L 13/00

【発明者】

    【住所又は居所】 神奈川県厚木市恩名 1 3 7 0 番地 株式会社ユニシアジェックス内

    【氏名】 中村 信

【発明者】

    【住所又は居所】 神奈川県厚木市恩名 1 3 7 0 番地 株式会社ユニシアジェックス内

    【氏名】 山田 吉彦

【特許出願人】

    【識別番号】 000167406

    【住所又は居所】 神奈川県厚木市恩名 1 3 7 0 番地

    【氏名又は名称】 株式会社ユニシアジェックス

    【代表者】 久野 勝邦

【代理人】

    【識別番号】 100062199

    【住所又は居所】 東京都中央区明石町 1 番 2 9 号 掖済会ビル 志賀内外  
    国特許事務所

    【弁理士】

    【氏名又は名称】 志賀 富士弥

    【電話番号】 03-3545-2251

【選任した代理人】

    【識別番号】 100096459

    【弁理士】

    【氏名又は名称】 橋本 剛

【選任した代理人】

【識別番号】 100086232

【弁理士】

【氏名又は名称】 小林 博通

【選任した代理人】

【識別番号】 100092613

【弁理士】

【氏名又は名称】 富岡 潔

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 010607

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 内燃機関の可変動弁装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 機関運転状態に応じて制御軸が回転して機関弁の少なくとも作動角を可変制御する可変機構と、前記制御軸を電動モータと減速手段とを介して回転制御する駆動機構とを備えた内燃機関の可変動弁装置において、

前記減速手段の減速比を、前記可変機構により機関弁の大作動角制御状態よりも小作動角制御状態において大きくなるように構成したことを特徴とする内燃機関の可変動弁装置。

【請求項 2】 前記減速手段は、前記電動モータに係して、外周に螺合部を有する出力軸と、

前記螺合部に螺合して、前記出力軸の回転に伴い該出力軸の軸方向へ移動する移動部材と、

一端部が前記移動部材に揺動自在に係されたリンク部材と、

前記リンク部材の他端部に揺動自在に係され、前記移動部材の軸方向の移動に伴い前記リンク部材から伝達される駆動力によって前記制御軸を回転させる係部とから構成され、

前記可変機構による機関弁の小作動角制御状態において、前記リンク部材と出力軸との間のなす角度を大きくするように形成したことを特徴とする請求項 1 に記載の内燃機関の可変動弁装置。

【発明の詳細な説明】

【0 0 0 1】

【発明の属する技術分野】

本発明は、機関弁である吸気弁や排気弁の少なくとも作動角を機関運転状態に応じて可変にできる内燃機関の可変動弁装置に関する。

【0 0 0 2】

【従来の技術】

この種の従来の可変動弁装置としては、本出願人が先に出願した特開平 2 0 0 1 - 3 7 2 0 号公報などに記載されたものがある。

## 【 0 0 0 3 】

概略を説明すれば、この可変動弁装置は、吸気弁側に適用されたもので、クランク軸の回転に同期して回転する駆動軸の外周に、軸心が駆動軸の軸心から偏心した駆動カムが設けられていると共に、駆動カムの回転力が多節リンク状の伝達手段を介して伝達されて、吸気弁の上端部に有するバルブリフターの上面をカム面が摺接して吸気弁をバルブスプリングのばね力に抗して開作動させる揺動カムを有している。

## 【 0 0 0 4 】

前記伝達手段は、揺動カムの上に配置されて制御軸に揺動自在に支持されたロッカアームと、円環状の一端部が駆動カムの外周面に嵌合しかつ他端部がロッカアームの一端部にピンを介して回転自在に連結されたリンクアームと、一端部がロッカアームの他端部にピンを介して回転自在に連結され、他端部が前記揺動カムのカムノーズ部にピンを介して回転自在に連結されたリンクロッドとから構成されている。

## 【 0 0 0 5 】

また、前記制御軸は、例えば電動モータと、該電動モータの駆動シャフトに設けられた減速手段としてのウォームギア歯車とを介して回転駆動されており、その外周面には、軸心が制御軸の軸心から所定量だけ偏心した制御カムが固定されている。この制御カムは、ロッカアームのほぼ中央に穿設された支持孔内に回転自在に嵌入保持されて、その回転位置に応じてロッカアームの揺動支点を変化させて、揺動カムのカム面のバルブリフター上面に対する転接位置を変化させて、吸気弁のバルブリフト量及び作動角を可変制御するようになっている。

## 【 0 0 0 6 】

すなわち、機関運転状態が、例えば低回転域の場合は、前記電動モータとウォームギア歯車を介して制御軸を一方向へ回転させて、制御カムも同方向へ回転させることにより、ロッカアームの揺動支点位置を駆動軸より離れる方向へ移動させる。これにより、ロッカアームとリンクロッドとの枢支点が上方に移動して揺動カムのカムノーズ部を引き上げ、これによって揺動カムのバルブリフター上面に対する当接位置がリフト部から離れる方向に移動する。したがって、吸気弁は

、そのバルブリフト量及び作動角が最小となるように制御される。

【0007】

一方、低回転域から高回転高負荷域へ移行した場合は、電動モータによりウォームギア歯車を介して制御軸が他方向へ回転して、制御カムを同方向へ回転させるため、ロッカアームの揺動支点が駆動軸に近づく方向に移動する。これにより、揺動カムは、リンクロッドなどによって端部が押し下げられて、バルブリフト一上面の当接位置がリフト部側に移動するため、吸気弁はバルブリフト量と作動角が増大するように制御される。

【0008】

したがって、機関運転状態に応じて機関性能を十分に発揮させる、つまり燃費や出力の向上などを図ることができる。

【0009】

【発明が解決しようとする課題】

前記従来の可変動弁装置にあっては、電動モータからの回転駆動力を減速して制御軸の回転制御を行うウォーム歯車機構は、その減速比が図8の破線で示すように、バルブリフト量や作動角のいずれの制御状態に拘わらず常に一定になっているため、車両の常用運転域（実用域）中における制御領域となる小バルブリフト量及び小作動角制御状態では、相対的に減速比が小さくなることから、電動モータの電力消費が大きくなってしまう。

【0010】

すなわち、前記減速比は、前記電動モータの駆動シャフトの角速度／制御軸の角速度から求められ、この電動モータの回転トルク比に相当し、このトルク比は、電動モータへの供給電流に比例している。したがって、前記従来における小バルブリフト量及び小作動角制御状態では、減速比が向上せず相対的に減速比が小さくなるので、制御軸を回転させる電動モータの回転トルクが大きくなる。

【0011】

このため、車両の定常運転中における消費電力が多くなってしまい、結果的にオルタネータ等の補機類を駆動する内燃機関の燃費にも影響を与えることになる。

## 【 0 0 1 2 】

また、電動モータに電力を供給するバッテリーの蓄電量が減少してしまうなどから、電動モータに対する供給電力が小さくなってしまうと、前記車両の常用域における該電動モータの回転作動性が悪化してしまう、といった技術的課題も招来するおそれがある。

## 【 0 0 1 3 】

さらに、車両の急加速時などにおいて、可変機構により吸気弁の小バルブリフトから大バルブリフトへの変換過程においても減速比が低下せずに一定であることから、該変換に必要な電動モータの総回転数を減少させることができない。したがって、かかる変換時間が長くなってしまい、いわゆる小バルブリフトから大バルブリフトへの作動応答性が低下してしまうおそれがある。

## 【 0 0 1 4 】

## 【課題を解決するための手段】

本発明は、前記従来の可変動弁装置の実状に鑑みて案出されたもので、請求項 1 記載の発明にあっては、とりわけ、減速手段の減速比を、可変機構により機関弁の大作動角制御状態よりも小作動角制御状態において大きくなるように構成したことを特徴としている。

## 【 0 0 1 5 】

この請求項 1 の発明によれば、車両の実用域である内燃機関の例えば低回転域における小バルブリフト量及び小作動角制御中には、減速手段の減速比が大きくなっているため、電動モータの回転トルクが小さくなって、該電動モータの消費電力を可及的に低減させることができる。

## 【 0 0 1 6 】

一方、かかる実用域である低回転域から急加速などにより高回転域へ移行して大バルブリフト量及び大作動角へ変換された際には、かかる切換中の減速比が小さくなることから、電動モータの回転トルクが大きくなり、消費電力も大きくなるが、この切換時の時点での切換え作動応答性が向上する。この結果、車両の加速性能が向上する。

## 【 0 0 1 7 】



また、請求項 2 に記載の発明にあっては、前記減速手段は、前記電動モータに係属して、外周に螺合部を有する出力軸と、前記螺合部に螺合して、前記出力軸の回転に伴い該出力軸の軸方向へ移動する移動部材と、一端部が前記移動部材に揺動自在に係属されたリンク部材と、前記リンク部材の他端部に揺動自在に係属され、前記移動部材の軸方向の移動に伴い前記リンク部材から伝達される駆動力によって前記制御軸を回転させる係属部とから構成され、前記可変機構による機関弁の小作動角制御状態において、前記リンク部材と出力軸との間のなす角度を大きくするように形成したことを特徴としている。

## 【 0 0 1 8 】

したがって、この発明によれば、車両の実用域に制御された機関弁の小作動角制御状態において、リンク部材と出力軸との間のなす角度を大きくしたこと、電動モータによって回転する出力軸の実回転数の割合に対してリンク部材の他端部に係属された係属部の回転角、つまり制御軸の回転角が小さくなる。すなわち、いわゆる減速比が大きくなり、その結果、電動モータの回転トルクが小さくなり、消費電力の低減化が図れる。

## 【 0 0 1 9 】

一方、かかる小作動角制御状態から大作動角状態に切り換えられた際には、リンク部材と出力軸との間のなす角度が小さくなることから、いわゆる減速比が小さくなり、出力軸の実回転数の割合に対する制御軸の回転角が大きくなる。このため、電動モータの回転トルクは大きくなるものの、係属部の回転応答性、つまり制御軸による大作動角制御への切換応答性が良好になる。この結果、車両の加速性能が向上する。

## 【 0 0 2 0 】

## 【発明の実施の形態】

以下、本発明に係る可変動弁装置の実施形態を図面に基づいて詳述する。

## 【 0 0 2 1 】

この実施形態では、可変動弁装置を吸気弁側に適用したものであって、1 気筒当たり 2 つの吸気弁を備え、かつ吸気弁のバルブリフト量および作動角を機関運転状態に応じて可変するようになっている。

## 【 0 0 2 2 】

すなわち、第 1 実施形態における可変動弁装置は、図 2 ～図 5 に示すようにシリンダヘッド 1 に図外のバルブガイドを介して摺動自在に設けられて、バルブスプリング 3、3 によって閉方向に付勢された一对の吸気弁 2、2 と、該各吸気弁 2、2 のバルブリフト量を可変制御する可変機構 4 と、該可変機構 4 の作動位置を制御にする制御機構 5 と、該制御機構 5 を回転駆動する駆動機構 6 とを備えている。

## 【 0 0 2 3 】

前記可変機構 4 は、シリンダヘッド 1 上部の軸受 1 4 に回転自在に支持された中空状の駆動軸 1 3 と、該駆動軸 1 3 に圧入等により固設された偏心回転カムである駆動カム 1 5 と、駆動軸 1 3 の外周面に揺動自在に支持されて、各吸気弁 2、2 の上端部に配設されたバルブリフター 1 6、1 6 に摺接して各吸気弁 2、2 を開作動させる 2 つの揺動カム 1 7、1 7 と、駆動カム 1 5 と揺動カム 1 7、1 7 との間に連係されて、駆動カム 1 5 の回転力を揺動カム 1 7、1 7 の揺動力として伝達する伝達手段とを備えている。

## 【 0 0 2 4 】

前記駆動軸 1 3 は、図 2 にも示すように、機関前後方向に沿って配置されていると共に、一端部に設けられた図外の従動スプロケットや、該従動スプロケットに巻装されたタイミングチェーン等を介して機関のクランク軸から回転力が伝達されており、この回転方向は図 2 中、時計方向（矢印方向）に設定されている。

## 【 0 0 2 5 】

前記軸受 1 4 は、図 3 A に示すように、シリンダヘッド 1 の上端部に設けられて駆動軸 1 3 の上部を支持するメインブラケット 1 4 a と、該メインブラケット 1 4 a の上端部に設けられて後述する制御軸 3 2 を回転自在に支持するサブブラケット 1 4 b とを有し、両ブラケット 1 4 a、1 4 b が一对のボルト 1 4 c、1 4 c によって上方から共締め固定されている。

## 【 0 0 2 6 】

前記駆動カム 1 5 は、ほぼリング状を呈し、円環状のカム本体と、該カム本体の外端面に一体に設けられた筒状部とからなり、内部軸方向に駆動軸挿通孔が貫

通形成されていると共に、カム本体の軸心 Y が駆動軸 1 3 の軸心 X から径方向へ所定量  $\beta$  だけオフセットしている。また、この駆動カム 1 5 は、駆動軸 1 3 に対し前記両バルブリフター 1 6、1 6 に干渉しない一方の外側に駆動軸挿通孔を介して圧入固定されていると共に、カム本体の外周面が偏心円のカムプロフィールに形成されている。

## 【 0 0 2 7 】

前記バルブリフター 1 6、1 6 は、有蓋円筒状に形成され、シリンダヘッド 1 の保持孔内に摺動自在に保持されていると共に、揺動カム 1 7、1 7 が摺接する上面が平坦状に形成されている。

## 【 0 0 2 8 】

前記両揺動カム 1 7 は、図 2 及び図 3 に示すように、同一形状のほぼ雨滴状を呈し、円環状のカムシャフト 2 0 の両端部に一体的に設けられていると共に、該カムシャフト 2 0 が内周面を介して駆動軸 1 3 に回転自在に支持されている。また、一端部のカムノーズ部 2 1 側にピン孔が貫通形成されていると共に、下面には、カム面 2 2 が形成され、カムシャフト 2 0 側の基円面と、該基円面からカムノーズ部 2 1 側に円弧状に延びるランプ面と、該ランプ面からカムノーズ部 2 1 の先端側に有する最大リフトの頂面に連なるリフト面が形成されており、該基円面とランプ面及びリフト面が、揺動カム 1 7 の揺動位置に応じて各バルブリフター 1 6 の上面の所定位置に当接するようになっている。

## 【 0 0 2 9 】

前記伝達手段は、図 2 ～図 5 に示すように、駆動軸 1 3 の上方に配置されたロッカアーム 2 3 と、該ロッカアーム 2 3 の一端部 2 3 a と駆動カム 1 5 とを連係するリンクアーム 2 4 と、ロッカアーム 2 3 の他端部 2 3 b と揺動カム 1 7 とを連係するリンクロッド 2 5 とを備えている。

## 【 0 0 3 0 】

前記ロッカアーム 2 3 は、中央に有する筒状の基部が支持孔を介して後述する制御カム 3 3 に回転自在に支持されている。また、筒状基部の外端部に突設された前記一端部 2 3 a には、ピン 2 6 が嵌入するピン孔が貫通形成されている一方、基部の内端部に夫々突設された前記他端部 2 3 b には、リンクロッド 2 5 の一

端部 2 5 a と連結するピン 2 7 が嵌入するピン孔が形成されている。

【 0 0 3 1 】

前記リンクアーム 2 4 は、比較的大径な円環状の基部 2 4 a と、該基部 2 4 a の外周面所定位置に突設された突出端 2 4 b とを備え、基部 2 4 a の中央位置には、前記駆動カム 1 5 のカム本体が回転自在に嵌合する嵌合孔 2 4 c が形成されている一方、突出端 2 4 b には、前記ピン 2 6 が回転自在に挿通するピン孔が貫通形成されている。

【 0 0 3 2 】

前記リンクロッド 2 5 は、ロッカアーム 2 3 側が凹状のほぼく字形状に形成され、両端部 2 5 a, 2 5 b には前記ロッカアーム 2 3 の他端部 2 3 b と揺動カム 1 7 のカムノーズ部 2 1 の各ピン孔に挿入した各ピン 2 7, 2 8 の端部が回転自在に挿通するピン挿通孔が貫通形成されている。

【 0 0 3 3 】

なお、各ピン 2 6, 2 7, 2 8 の一端部には、リンクアーム 2 4 やリンクロッド 2 5 の軸方向の移動を規制するスナップリングがそれぞれが設けられている。

【 0 0 3 4 】

前記制御機構 1 9 は、駆動軸 1 3 の上方位置に同じ軸受 1 4 に回転自在に支持された制御軸 3 2 と、該制御軸 3 2 の外周に固定されてロッカアーム 2 3 の支持孔に摺動自在に嵌入されて、ロッカアーム 2 3 の揺動支点となる制御カム 3 3 とを備えている。

【 0 0 3 5 】

前記制御軸 3 2 は、図 2 に示すように、駆動軸 1 3 と並行に機関前後方向に配設されていると共に、所定位置のジャーナル部 3 2 b が前記軸受 1 4 のメインブラケット 1 4 a とサブブラケット 1 4 b との間に回転自在に軸受されている。

【 0 0 3 6 】

前記制御カム 3 3 は、図 2 ～図 5 に示すように円筒状を呈し、軸心 P 2 位置が肉厚部の分だけ制御軸 3 2 の軸心 P 1 から  $\alpha$  分だけ偏倚している。

【 0 0 3 7 】

前記駆動機構 6 は、図 1、図 2 及び図 6、図 7 に示すように、シリンダヘッド

1の後端部に固定されたハウジング35と、該ハウジング35の一端部に固定された回転力付与機構である電動モータ36と、ハウジング35の内部に設けられて電動モータ36の回転駆動力を前記制御軸32に減速して伝達する減速手段である螺子伝達手段37とから構成されている。

## 【0038】

前記ハウジング35は、前記制御軸32のほぼ軸直角方向に沿って配置された円筒部35aと、該円筒部35aの上端部中央に上方へ突出して、内部に前記制御軸32の一端部32aが臨む膨出部35bと、円筒部35aと膨出部35bとの一側部を閉塞する側壁35cとから構成されている。

## 【0039】

前記電動モータ36は、比例型のDCモータによって構成され、ほぼ円筒状のモータケーシング38の先端小径部38aが前記円筒部35aの一端開口部35cに圧入等により固定されている。また、電動モータ36の駆動シャフト36aは、モータケーシング38の先端小径部38a内に設けられたボールベアリング39によって軸受けされている。

## 【0040】

また、電動モータ36は、機関の運転状態を検出するコントローラ40からの制御信号によって駆動するようになっている。このコントローラ40は、機関回転数を検出するクランク角センサ41や吸入空気量を検出するエアフローメータ42、その他、機関の水溫センサ43や、制御軸32の回転位置を検出するポテンシオメータ44等の各種のセンサからの検出信号を入力して現在の機関運転状態を演算などにより検出して、前記電動モータ36をフィードバック制御している。

## 【0041】

前記螺子伝達手段37は、図1、図6、図7に示すように、前記ハウジング35の円筒部35a内に電動モータ36の駆動シャフト36aとほぼ同軸上に配置された出力軸である螺子軸45と、該螺子軸45の外周に螺合する移動部材である螺子ナット46と、ハウジング35内で前記制御軸32の一端部の外周に固定された連係部である連係アーム47と、該連係アーム47と前記螺子ナット46

とを連係するリンク部材 4 8 とから主として構成されている。

【 0 0 4 2 】

前記螺子軸 4 5 は、両端部を除く外周面全体に螺合部である雄ねじ部 4 9 が連続して形成されていると共に、円筒部 3 5 a の一端開口部 3 5 c と他端開口部 3 5 d にそれぞれ臨んだ両端部 4 5 a、4 5 b がボールベアリング 5 0、5 1 によって回転自在に軸受けされている。

【 0 0 4 3 】

また、螺子軸 4 5 の他端部 4 5 b の先端部には、螺子軸 4 5 を円筒部 3 5 a 内に保持するナット 5 2 が螺着されており、このナット 5 2 は、一端側の突起部 5 2 a が一方側のボールベアリング 5 1 の内輪 5 1 a を螺子軸 4 5 の他端部 4 5 b 側に有する段差部に押し付けて固定すると共に、螺子軸 4 5 と一体的に回転するようになっている。また、前記円筒部 3 5 a の他端開口部 3 5 d は、碗状のキャップ 5 3 が螺着されており、このキャップ 5 3 の円筒状前端部によって前記一方側ボールベアリング 5 1 の外輪 5 1 b を他端開口部 3 5 d の段差部 3 5 f に押し付け固定している。

【 0 0 4 4 】

なお、螺子軸 4 5 の他端部 4 5 b 側には、前記ナット 5 2 をスパナなどの所定の治具で締めつける際に、螺子軸 4 5 が回転しないように押さえ治具が係合する 2 面幅の係合面 4 5 d、4 5 d が形成されている。

【 0 0 4 5 】

さらに、螺子軸 4 5 は、一端部 4 5 a の先端小径軸 4 5 c と電動モータ 3 6 の駆動シャフト 3 6 a の先端小径部 3 6 b が円筒状の連結部材 5 4 によって同軸上で軸方向移動可能にセレーション結合されている。

【 0 0 4 6 】

すなわち、前記先端小径軸 4 5 c と先端小径部 3 6 b の外周面にセレーション凹凸部が軸方向に沿って形成されている一方、前記連結部材 5 4 の内周面に前記セレーション凹凸部に遊嵌状態で嵌合するセレーション部が軸方向に沿って形成され、かかるセレーション結合によって電動モータ 3 6 の回転駆動力を前記螺子軸 4 5 に伝達すると共に、螺子軸 4 5 の軸方向の僅かな移動を許容している。

## 【 0 0 4 7 】

前記螺子ナット 4 6 は、ほぼ円筒状に形成され、内周面全体に前記雄ねじ部 4 9 に螺合して螺子軸 4 5 の回転力を軸方向への移動力に変換する雌ねじ部 5 5 が形成されていると共に、図 7 に示すように軸方向のほぼ中央位置の両端部にピン穴 5 6、5 6 が直径方向に沿って形成されている。

## 【 0 0 4 8 】

前記連係アーム 4 7 は、図 1 及び図 2 に示すように、ほぼ雨滴状に形成され、大径基部に貫通形成された固定用孔 4 7 a 内に制御軸 3 2 の一端部 3 2 a が挿通されていると共に、図外のボルトによって前記一端部 3 2 a に固定されていると共に、先細り状の先端部 4 7 b の幅方向の中央位置にスリット 5 7 が形成されており、また、先端部 4 7 b には、制御軸 3 2 方向に沿って連続して貫通した 2 つのピン孔 4 7 c、4 7 c が形成されている。したがって、このピン孔 4 7 c、4 7 の軸心 Z が、制御軸 3 2 の軸心 P 1 より偏倚している。

## 【 0 0 4 9 】

前記リンク部材 4 8 は、ほぼ Y 字形状に形成され、平板状の一端部 5 8 と二股状の他端部 5 9、5 9 とからなり、前記一端部 5 8 は、前記連係アーム 4 7 のスリット 5 7 内に挿通配置されて、前記ピン孔 4 7 c、4 7 c と自身のピン孔 5 8 a に貫通したピン 6 0 によって連係アーム 4 7 の先端部 4 7 b に回転自在に連結されている。一方、二股状の他端部 5 9、5 9 は、螺子ナット 4 6 の両側に配置されて、それぞれ対向して貫通形成されたピン孔 5 9 a、5 9 a と螺子ナット 4 6 のピン穴 5 6、5 6 にそれぞれ挿通された 2 つのピン軸 6 1、6 1 によって螺子ナット 4 6 に対して回転自在に連結されている。なお、前記ピン 6 0 は、両端部が連係アーム 4 7 の両ピン孔 4 7 c、4 7 c に固定されて、中央部がリンク部材 4 8 のピン孔 5 8 a に摺動可能になっている。一方、前記各ピン軸 6 1、6 1 は、各外端部が各リンク部材 4 8 のピン孔 5 9 a、5 9 a に圧入固定され、各内端部が螺子ナット 4 6 のピン穴 5 6、5 6 に摺動可能になっている。

## 【 0 0 5 0 】

また、前記ハウジング 3 5 の側壁 3 5 e の内側には、図 1 及び図 6 に示すように、前記連係アーム 4 7 を介して制御軸 3 2 の左右の最大回転位置を規制する規

制機構である 2 つの第 1、第 2 ストップピン 6 2、6 3 が設けられている。

【0051】

すなわち、前記第 1 ストップピン 6 2 は、前記制御軸 3 2 が図 1 中反時計方向へ回転して前記可変機構 4 によって吸気弁 2、2 のバルブリフト量を最小リフトとする側壁 3 5 e 位置に固定されている。一方、第 2 ストップピン 6 3 は、制御軸 3 2 が図示のように時計方向へ回転して前記バルブリフト量を最大リフトとする側壁 3 5 e 位置に固定されており、これら第 1、第 2 ストップピン 6 2、6 3 によって制御軸 3 2 回りの反時計方向及び時計方向の最大回転位置が規制されるようになっている。

【0052】

そして、前記制御軸 3 2 が、図 6 に示すように連係アーム 4 7 を介して第 1 ストップピン 6 2 によって回転が規制されている位置、つまり、可変機構 4 が前記駆動機構 6 を介して吸気弁 2、2 のバルブリフト量を最小リフト域に保持した位置では、前記リンク部材 4 8 の軸線と螺子軸 4 5 の軸線との間のなす角度  $\theta 1$  が約  $65^\circ$  の最大角度になっているが、ここから制御軸 3 2 が図 1 に示すように、時計方向に回転して、第 2 ストップピン 6 3 によりそれ以上の回転が規制された最大リフトに制御された際における前記リンク部材 4 8 の軸線と螺子軸 4 5 の軸線との間のなす角度  $\theta 3$  が約  $35^\circ$  の最小角度となるように形成されている。

【0053】

したがって、螺子伝達手段 3 7 の電動モータ 3 6 の回転に対する減速比は、図 8 に示すように、前記螺子軸 4 5 の軸線とリンク部材 4 8 の軸線との間のなす角度  $\theta$ （図 8 の一点鎖線）との関係によって変化し、図 8 の実線で示すように、なす角度  $\theta$  が前述のように最小リフト時における最大角度  $\theta 1$  では大きくなり、該最小リフトから前記最大リフト時における最小角度  $\theta 3$  までにかけて急激に小さくなる。

【0054】

具体的に説明すれば、まず、減速比は、前述したように、螺子軸 4 5 の角速度／制御軸 3 2 の角速度によって決定され、前記  $\theta$  が大きい小リフト域では、螺子ナット 4 6 の軸方向の移動がリンク部材 4 8 との関係で制御軸 3 2 の回転に有効



に変換されないで、減速比は大きくなるが、 $\theta$  が小さい大リフト域では、螺子ナット 4 6 の軸方向の移動が制御軸 3 2 の回転に有効に変換されることから、減速比は小さくなる。

## 【 0 0 5 5 】

以下、本実施形態の作用を説明すれば、まず、例えば、機関のアイドル運転時を含む低回転運転領域には、コントローラ 4 0 からの制御信号によって電動モータ 3 6 に伝達された回転トルクは、螺子軸 4 5 に伝達されて回転すると、この回転に伴って螺子ナット 4 6 が図 6 に示すように、最大右方向位置に移動し、これによって制御軸 3 2 はリンク部材 4 8 と連係アーム 4 7 とによって反時計方向に回転駆動され、螺子ナット 4 6 の側面が軸方向に衝突係止される直前に、連係アーム 4 7 の先端部 4 7 b の側面が第 1 ストップピン 6 2 に当接してそれ以上の回転が規制される。その際、螺子ナット 4 6 の可動範囲を確保しつつ螺子ナット 4 6 と螺子軸 4 5 との螺合部位における衝撃荷重の発生を防止できる。

## 【 0 0 5 6 】

したがって、制御カム 3 3 は、軸心 P 2 が図 3 A、B に示すように制御軸 3 2 の軸心 P 1 の回りを同一半径で回転して、肉厚部が駆動軸 1 3 から上方向に離間移動する。これにより、ロッカアーム 2 3 の他端部 2 3 b とリンクロッド 2 5 の枢支点は、駆動軸 1 3 に対して上方向へ移動し、このため、各揺動カム 1 7 は、リンクロッド 2 5 を介してカムノーズ部 2 1 側が強制的に引き上げられて全体が時計方向へ回動する。

## 【 0 0 5 7 】

よって、駆動カム 1 5 が回転してリンクアーム 2 4 を介してロッカアーム 2 3 の一端部 2 3 a を押し上げると、そのバルブリフト量がリンクロッド 2 5 を介して揺動カム 1 7 及びバルブリフター 1 6 に伝達されるが、そのリフト量 L 1 は充分小さくなる。

## 【 0 0 5 8 】

したがって、かかる機関の低回転領域では、バルブリフト量が最も小さくなることにより、各吸気弁 2 の開時期が遅くなり、排気弁とのバルブオーバーラップが小さくなる。このため、燃費の向上と機関の安定した回転が得られる。

## 【 0 0 5 9 】

また、機関中回転領域に移行した場合は、コントローラ 4 0 からの制御信号によって電動モータ 3 6 が逆回転し、この回転トルクが螺子軸 4 5 に伝達されて回転すると、この回転に伴って螺子ナット 4 6 が図 6 に示す位置から左方向へ移動する。したがって、制御軸 3 2 は、制御カム 3 3 を図 3 に示す位置から時計方向へ回転させて、図 4 A、B に示すように軸心 P 2 を少し下方向へ回動させる。このため、ロッカアーム 2 3 は、今度は全体が駆動軸 1 3 方向寄りになら移動して他端部 2 3 b が揺動カム 1 7 のカムノーズ部 2 1 をリンクロッド 2 5 を介して下方へ押圧して該揺動カム 1 7 全体を所定量だけ反時計方向へ回動させる。

## 【 0 0 6 0 】

よって、駆動カム 1 5 が回転してリンクアーム 2 4 を介してロッカアーム 2 3 の一端部 2 3 a を押し上げると、そのバルブリフト量がリンクロッド 2 5 を介して揺動カム 1 7 及びバルブリフター 1 6 に伝達されるが、そのリフト量 L 2 は若干大きくなる。

## 【 0 0 6 1 】

この時点での減速比は、最小リフト領域よりも若干小さくなるが、いまだ螺子軸 4 5 とリンク部材 4 8 との間のなす角度  $\theta$  が比較的大きいことから、減速比も大きくなっており、したがって、電動モータ 3 6 の消費電流は少ない。

## 【 0 0 6 2 】

さらに、車両の急加速時などにおいて、機関が高回転領域に移行した場合は、この運転状態を前記機関回転数センサ 4 1 などの各センサ類から検出したコントローラ 4 0 からの制御信号によって電動モータ 3 6 がさらに逆回転して螺子軸 4 5 が同方向へさらに回転する。この回転に伴って螺子ナット 4 6 が、図 1 に示すように、左方向へ大きく移動して、螺子軸 4 5 とリンク部材 4 8 とのなす角度  $\theta$  が十分小さくなる。また、このとき、螺子ナット 4 6 の側面が軸方向に衝突係止される直前に、連係アーム 4 7 が第 2 ストップピン 6 3 に突き当たった位置でそれ以上の移動が規制される。その際、螺子ナット 4 6 の可動範囲を確保しつつ衝突による螺子ナット 4 6 の損傷を防止できる。この時点で、螺子ナット 4 6 のそれ以上の移動も規制され、螺子軸 4 5 とリンク部材 4 8 とのなす角度  $\theta$  3 が最小

になる。

【0063】

かかる作動に伴って、制御軸32は、制御カム33を図4に示す位置から時計方向へ回転させて、図5A、Bに示すように軸心P2が下方向へ移動する。このため、ロッカアーム23は、今度は全体が駆動軸13方向に移動して他端部23bによって揺動カム17のカムノーズ部21をリンクロッド25を介して下方へ押圧して該揺動カム17全体を所定量だけ反時計方向へ回転させる。

【0064】

したがって、揺動カム17のバルブリフター16の上面に対するカム面22の当接位置が、右方向位置（リフト部側）に移動する。このため、吸気弁12の開作動時に駆動カム15が回転してロッカアーム23の一端部23aをリンクアーム24を介して押し上げると、バルブリフター16に対するそのリフト量L3は中バルブリフト量L2よりさらに大きくなる。

【0065】

よって、かかる高回転領域では、バルブリフト量が最大に大きくなり、各吸気弁2の開時期が早くなると共に、閉時期が遅くなる。この結果、吸気充填効率が向上し、十分な出力が確保できる。

【0066】

そして、前述のように、車両の実用域である吸気弁2、2の最小リフト域からそれ以上の所定の小リフト域では、螺子伝達手段37による減速比が十分に大きくなるから、螺子ナット46とリンク部材48及び連係アーム47を介して制御軸32を回転駆動させるのに必要な電動モータ36の回転トルクが小さくなる。このため、電動モータ36による消費電力を十分に低減させることができ、この結果オルタネータ等の補機類を駆動する内燃機関の燃費にも影響を与えることがなくなる。

【0067】

また、電動モータ36に電力を供給するバッテリーの蓄電量が減少することがないので、電動モータ36に対する供給電力量も確保でき、前記車両の常用域における該電動モータ36の回転作動性が悪化を防止できる。

## 【0068】

さらに、吸気弁2、2の小リフト域から大リフト域への変換過程においては、螺子伝達手段37による減速比が小さくなることから、該変換に必要な電動モータ36の実回転数を減少させることができ、したがって、かかる変換時間が短くなって、大バルブリフトへの作動応答性の悪化を防止できる。

## 【0069】

さらに、この実施形態では、制御軸32の過回転を防止するために、第1、第2ストッパピン62、63を設けていることから、螺子ナット46の最大左右移動位置において各ストッパピン62、63により前記交番トルクの一方向の荷重入力を抑制できると共に、該螺子ナット46の過度な移動も防止できる。

## 【0070】

さらに、両ストッパピン62、63により螺子ナット46の可動範囲を確保しつつ螺子ナット46と螺子軸45の螺合部位における衝撃荷重の発生を抑制することができる。

## 【0071】

また、螺子軸45の他端部45bにナット52に締結して、ボールベアリング51の内輪51aを螺子軸45の段差部間に挟持するようにしたため、螺子軸45の安定かつ円滑な回転を維持しつつ軸方向の不用意な移動を規制できる。

## 【0072】

図9は本発明の第2の実施形態を示し、前記螺子伝達手段37のリンク部材48を廃止すると共に、連係アーム47に代えた連係レバー70を直接螺子ナット46に連係させたものである。

## 【0073】

すなわち、前記連係レバー70は、軸方向に長い雨滴状に形成され、基部70aが制御軸32の一端部32aに固定されていると共に、前記螺子ナット46の一側部下方まで延出した先端部70bのほぼ中央に細長いスリット71が長手方向に沿って形成されている。

## 【0074】

一方、前記螺子ナット46は、一側部の軸方向ほぼ中央位置に、伝達ピン72

が回転自在に取り付けられている。この伝達ピン 7 2 は、基端部が螺子ナット 4 6 の半径方向に沿って穿設された支持孔に回転自在に支持されていると共に、先端部に前記スリット 7 1 内に摺動自在に係合する 2 面幅状の係合面 7 2 a、7 2 b が形成されている。

## 【 0 0 7 5 】

そして、連係レバー 7 0 は、図 9 に示すように、螺子軸 4 5 に対して軸直角（約  $90^{\circ}$ ）方向に位置した状態で第 2 ストップピン 6 3 に突き当たってそれ以上の反時計方向の回転が規制され、この時点で制御軸 3 2 を介して最大リフトに制御するようになっており、したがって、かかる大リフト域で最大の角度（約  $90^{\circ}$ ）とすることにより、前記減速比が最も小さくなるように形成されている。なぜなら、この大きな角度により、螺子ナット 4 6 の動きが連係レバー 7 0 の回転に有効に変換されるからである。

## 【 0 0 7 6 】

一方、図 9 の破線で示すように、螺子軸 4 5 に対して所定の大きな傾動角度（約  $45^{\circ}$ ）に位置した状態で第 1 ストップピン 6 2 に突き当たってそれ以上の時計方向の回転が規制され、この時点で最小リフトに制御するようになっており、したがって、かかる前記大リフト域で最小の傾斜角度（約  $45^{\circ}$ ）とすることにより、減速比が最も大きくなるように形成されている。なぜなら、傾斜角度が大きくなることで、螺子ナット 4 6 の動きが有効に連係レバー 7 0 の回転に変換されなくなるためである。

## 【 0 0 7 7 】

したがって、この実施形態によれば、前述と同じく電動モータ 3 6 によって螺子軸 4 5 が正逆回転駆動し、螺子ナット 4 6 が螺子軸 4 5 の左右軸方向へ直線移動すると、伝達ピン 7 2 の移動に伴って連係レバー 7 0 がスリット 7 1 を介して同方向へ回転し、これにより、制御軸 3 2 が、時計あるいは反時計方向へ回転して、吸気弁 2, 2 のバルブリフト量と作動角が大小制御されるわけであるが、小リフト域では、図 1 0 に示すように、減速比が大きくなっていることから、電動モータ 3 6 の消費電力が小さくなる。一方、大リフト域では同図に示すように、減速比が小さくなっていることから、消費電力は大きくなるものの、制御軸 3 2

を介した可変機構 4 による切換作動応答性が向上する。

【 0 0 7 8 】

したがって、第 1 実施形態と同様な作用効果が得られると共に、第 1 実施形態よりも部品点数の削減と構造が簡素化されるため、製造作業や組立作業能率が向上し、コストの低廉化が図れる。

【 0 0 7 9 】

本発明は、前記実施形態の構成に限定されるものではなく、例えば電動モータ 3 6 の配置はエンジンルームのレイアウトによって自由に変更でき、図 2 に示す右側ではなく反対の左側にしてもよい。また、本発明は、吸気弁側の他に排気弁側あるいは両方の弁側に適用することが可能である。

【 0 0 8 0 】

前記各実施形態から把握できる請求項以外の技術的思想について、以下に記載する。

【 0 0 8 1 】

(イ) 前記可変機構は、機関のクランク軸に同期して回転し、外周に駆動カムが設けられた駆動軸と、支軸に揺動自在に支持されて、カム面がバルブリフター上面を摺接して機関弁を開閉作動させる揺動カムと、一端部が前記駆動カムに機械的に係合し、他端部がリンクロッドを介して揺動カムに係合したロッカアームとを備え、

機関運転状態に応じて前記ロッカアームの揺動支点を変化させることにより、揺動カムのカム面のバルブリフター上面に対する当接位置を変化させて機関弁のバルブリフトを可変にするように構成されたことを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の内燃機関の可変動弁装置。

(ロ) 前記出力軸をボールネジ軸によって形成して、外周面の螺合部を螺旋状のボール溝に形成すると共に、前記移動部材をボールネジナットに形成して、内周面に前記ボール溝と共同して複数のボールを回転自在に保持するガイド溝に形成したことを特徴とする請求項 2 に記載の内燃機関の可変動弁装置。

【 0 0 8 2 】

この発明によれば、ボールネジナットの駆動手段としてボールを用いているこ

とから、単なる雌雄螺子による駆動手段の場合に比較して、移動応答性が向上すると共に、バックラッシの影響が少なくなる。

(ハ) 前記連係部は、前記制御軸に固定されて、前記リンク部材との枢支部が制御軸の軸心より偏心した位置に設けられたことを特徴とする請求項 2 に記載の内燃機関の可変動弁装置。

(ニ) 前記可変機構によって機関弁の作動角が最も大きく制御される際に、前記リンク部材と出力軸との間のなす角度が最も小さくなるように形成したことを特徴とする請求項 2 に記載の内燃機関の可変動弁装置。

【 0 0 8 3 】

この発明によれば、前記減速比を小さくできると共に、入力の大い最大作動角時に移動部材に作用するラジアル荷重の低減効果を最大に得ることができるので、出力軸や移動部材間の螺合部の耐久性を向上させることができる。

(ホ) 前記可変機構によって機関弁の作動角が最も小さく制御される際に、前記リンク部材と出力軸との間のなす角度が最も大きくなるように形成したことを特徴とする請求項 2 に記載の内燃機関の可変動弁装置。

【 0 0 8 4 】

この発明では、前記減速比を大きくすることができると共に、入力の小さな小リフト領域であるから、前記角度が大いにも拘わらず、ラジアル荷重を小さくすることができ、出力軸と移動部材との間の螺合部の耐久性に影響を与えることがない。

(ヘ) 前記移動部材の軸方向の最大移動を規制する規制機構を設けたことを特徴とする請求項 2 に記載の内燃機関の可変動弁装置。

【 0 0 8 5 】

この発明によれば、規制機構によって移動部材が軸方向に衝突係止される直前に、移動部材の最大移動位置を規制することから、移動部材の移動範囲を確保しつつ出力軸と移動部材との螺合部位における衝撃荷重の発生を抑制することができる。

(ト) 前記移動部材を非回転状態で軸方向へ移動させるようにしたことを特徴とする請求項 2 に記載の内燃機関の可変動弁装置。

【 0 0 8 6 】

この発明では、移動部材を非回転状態としたことから、出力軸の回転力を軸方向移動力に効率よく変換することができる。

(チ) 前記減速手段は、前記電動モータに係して、外周に螺合部を有する出力軸と、

前記螺合部に螺合して、前記出力軸の回転に伴い該出力軸の軸方向へ移動しかつ側部に伝達ピンを有する移動部材と、

一端部が前記制御軸に固定され、他端部に形成されたスリットが前記伝達ピンに係した係レバーとを備え、

前記移動部材の軸方向の移動に伴い前記係レバーを介して制御軸を回転させるように構成し、

前記可変機構による機関弁の小作動角制御状態において、前記係レバーと出力軸との間のなす角度を小さくするように形成したことを特徴とする請求項 1 に記載の内燃機関の可変動弁装置。

【図面の簡単な説明】

【図 1】

本発明の第 1 の実施形態に供される駆動機構を示す縦断面図である。

【図 2】

本実施形態の可変動弁装置の要部斜視図ある。

【図 3】

A は本実施形態における最小リフト制御時の閉弁作用を示す図 2 の A 矢視図、B は同最小リフト制御時の開弁作用を示す図 2 の A 矢視図である。

【図 4】

A は本実施形態における中リフト制御時の閉弁作用を示す図 2 の A 矢視図、B は同中リフト制御時の開弁作用を示す図 2 の A 矢視図である。

【図 5】

A は本実施形態における最大リフト制御時の閉弁作用を示す図 2 の A 矢視図、B は同最大リフト制御時の開弁作用を示す図 2 の A 矢視図である。

【図 6】



本実施形態における最小リフト制御時の駆動機構の作動説明図である。

【図 7】

本駆動機構の図 1 に示す B - B 線展開断面図である。

【図 8】

本実施形態におけるバルブリフト量と減速比との関係を示す特性図である。

【図 9】

本発明の第 2 の実施形態を示す駆動機構の要部縦断面図である。

【図 1 0】

第 2 実施形態におけるバルブリフト量と減速比との関係を示す特性図である。

【符号の説明】

- 1 … シリンダヘッド
- 2 … 吸気弁（機関弁）
- 4 … 可変機構
- 6 … 駆動機構
- 1 3 … 駆動軸
- 1 5 … 駆動カム
- 1 7 … 揺動カム
- 3 2 … 制御軸
- 3 3 … 制御カム
- 3 6 … 電動モータ（回転力付与機構）
- 3 7 … 螺子伝達手段
- 4 5 … 螺子軸（出力軸）
- 4 6 … 螺子ナット（移動部材）
- 4 7 … 連係アーム（連係部）
- 4 8 … リンク部材
- 4 9 … 雄ねじ部（螺合部）
- 5 5 … 雌ねじ部
- 6 2 … 第 1 ストップピン（規制機構）
- 6 3 … 第 2 ストップピン（規制機構）

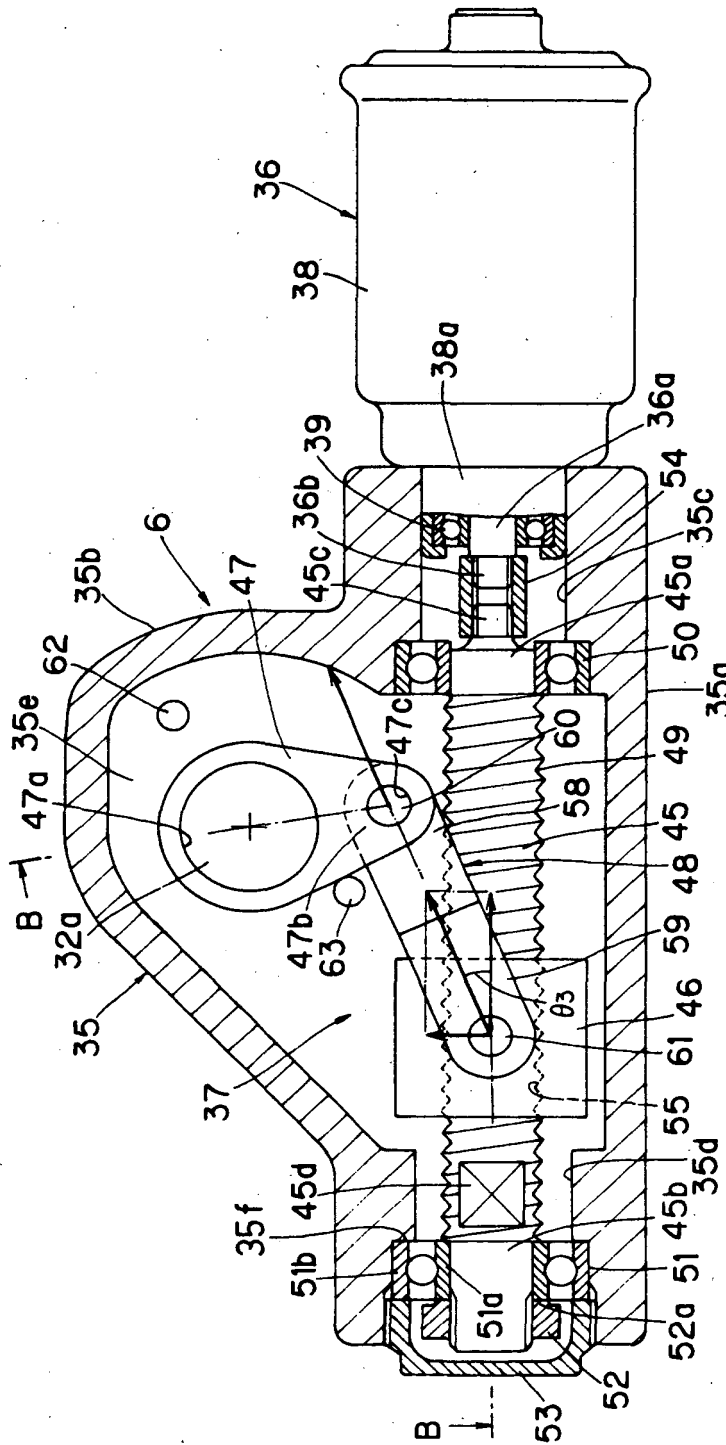
7 0 … 連 係 レ バ ー

7 1 … ス リ ッ ト

7 2 … 伝 達 ピ ン

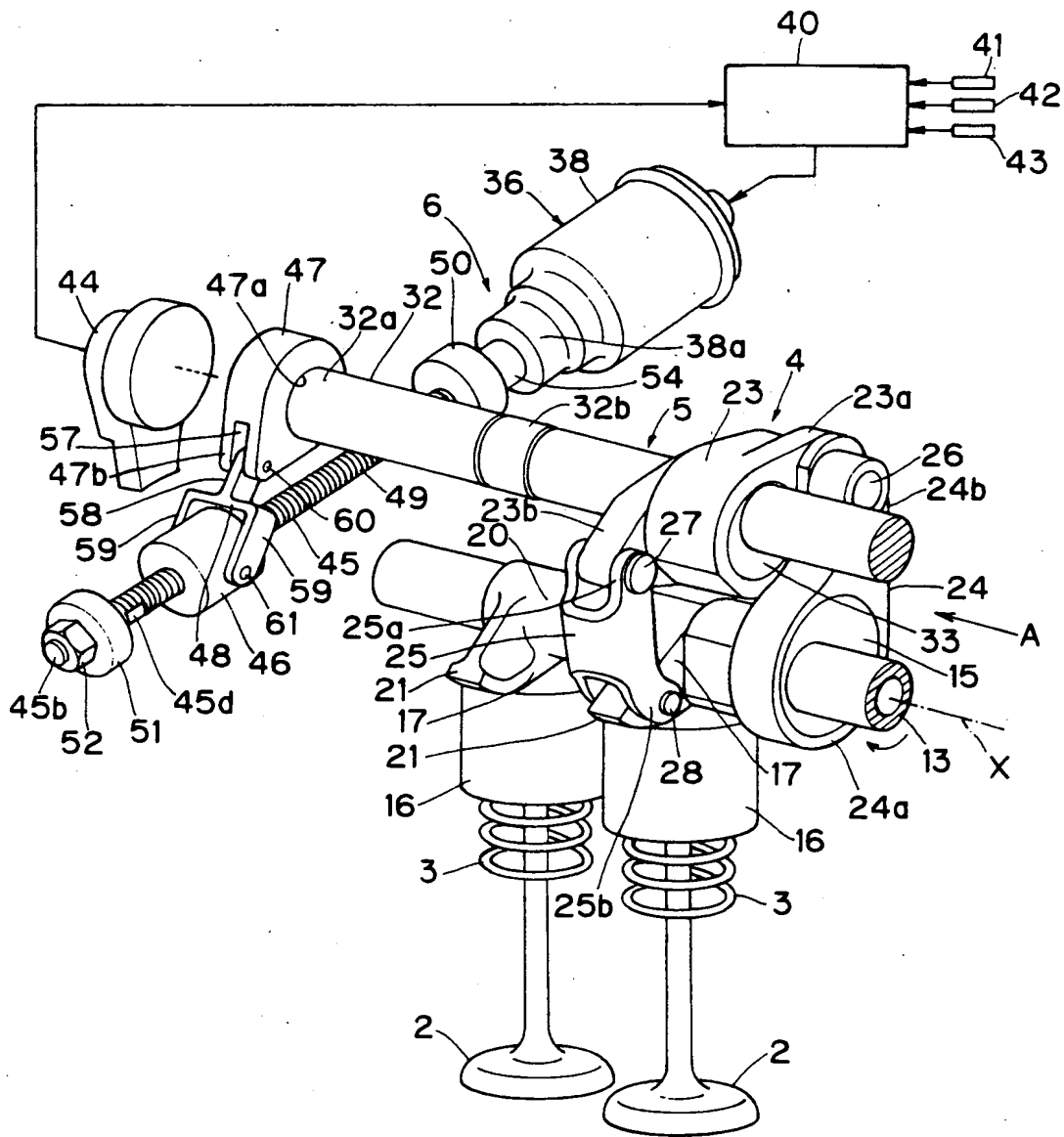
【書類名】 図面

【図1】

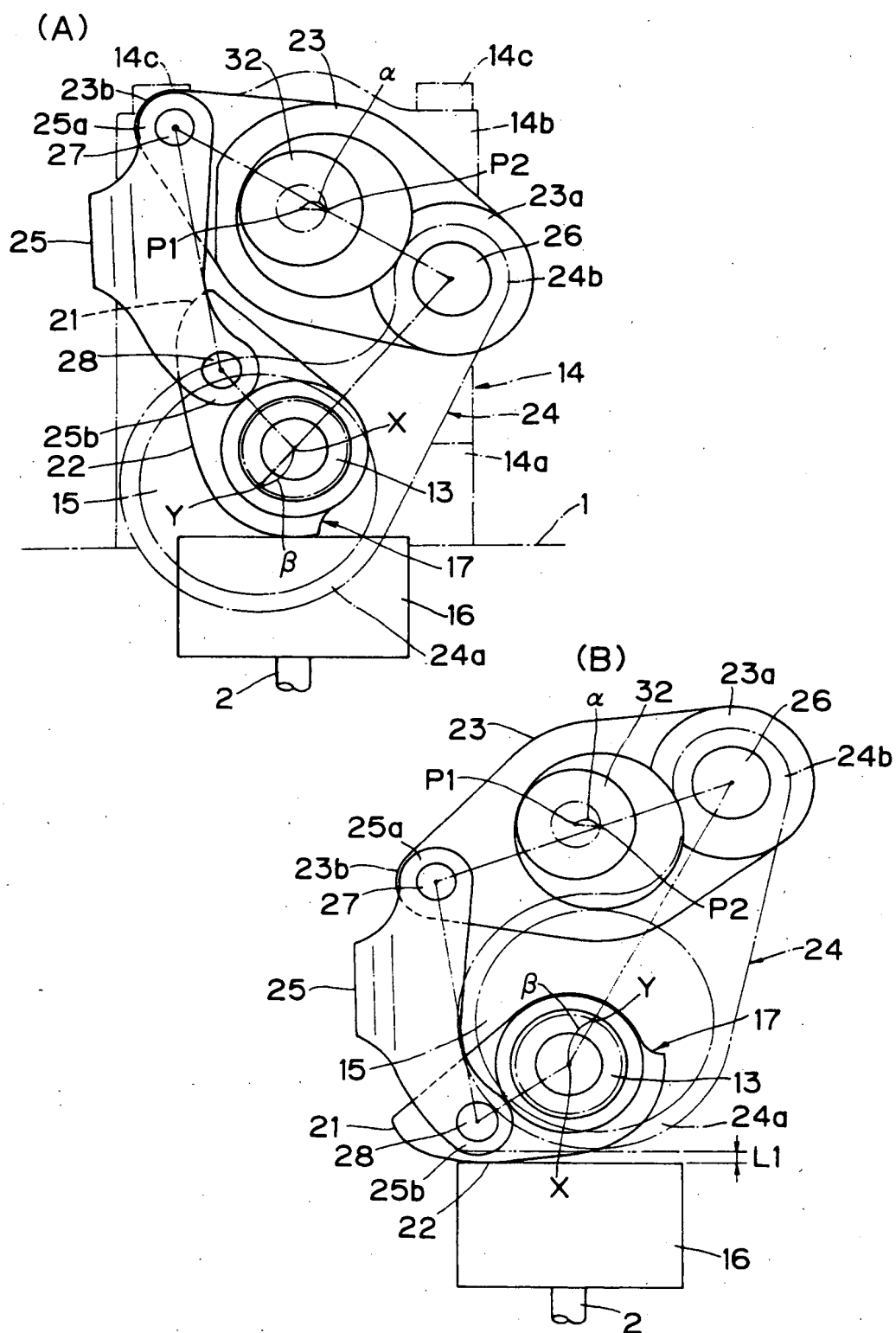


- |               |                      |                      |
|---------------|----------------------|----------------------|
| 1...シリンダヘッド   | 33...制御カム            | 52...雌ねじ部            |
| 2...吸気弁 (機関弁) | 36...電動モータ (回転力付与機構) | 62...第1ストッパピン (規制機構) |
| 4...可変機構      | 37...螺子伝達手段          | 63...第2ストッパピン (規制機構) |
| 6...駆動機構      | 45...螺子軸 (出力軸)       | 70...連係レバー           |
| 13...駆動軸      | 46...螺子ナット (移動部材)    | 71...スリット            |
| 15...駆動カム     | 47...連係アーム (連係部)     | 72...伝達ピン            |
| 17...揺動カム     | 48...リンク部材           |                      |
| 32...制御軸      | 49...雄ねじ部 (螺合部)      |                      |

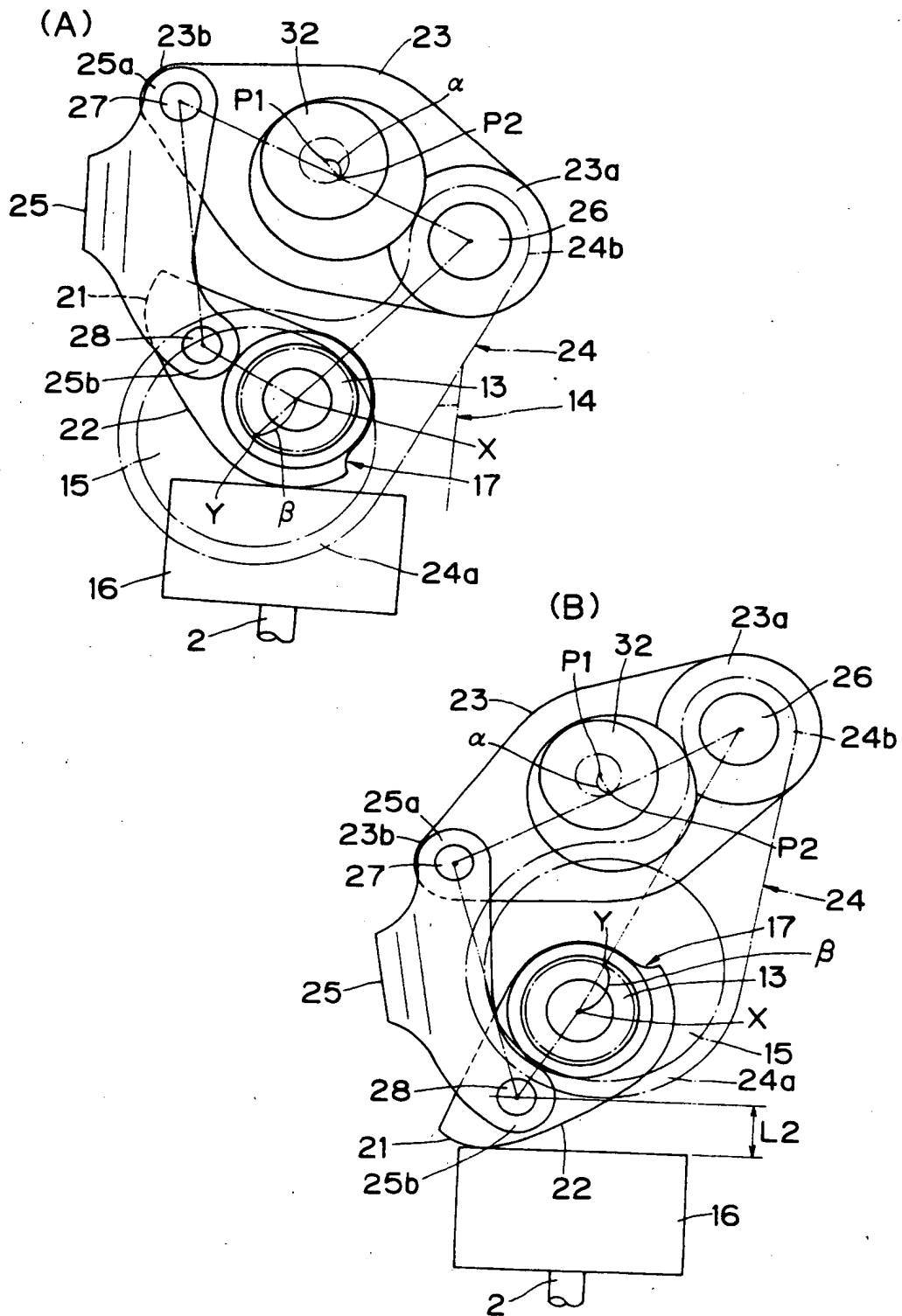
【図 2】



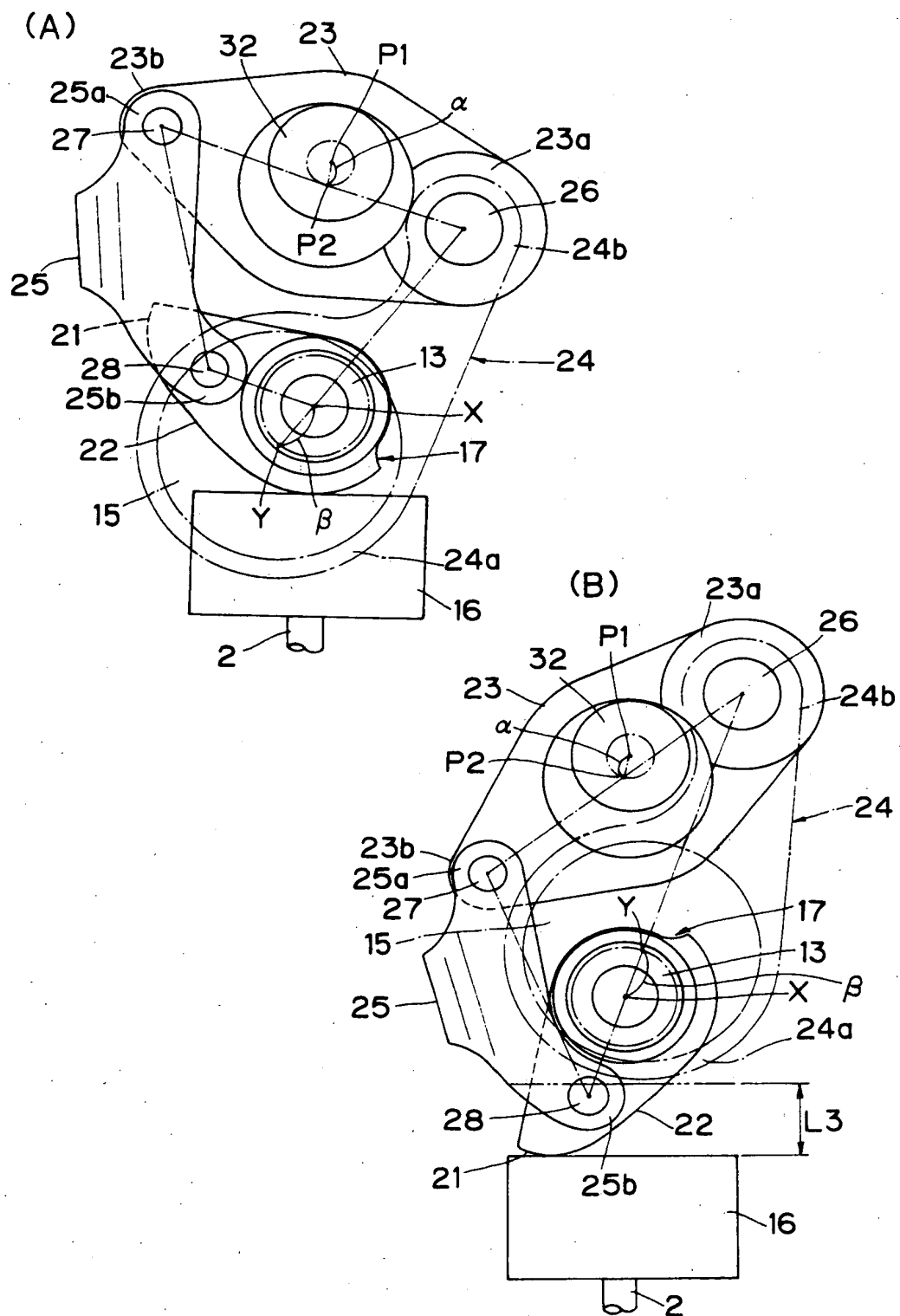
【図 3】



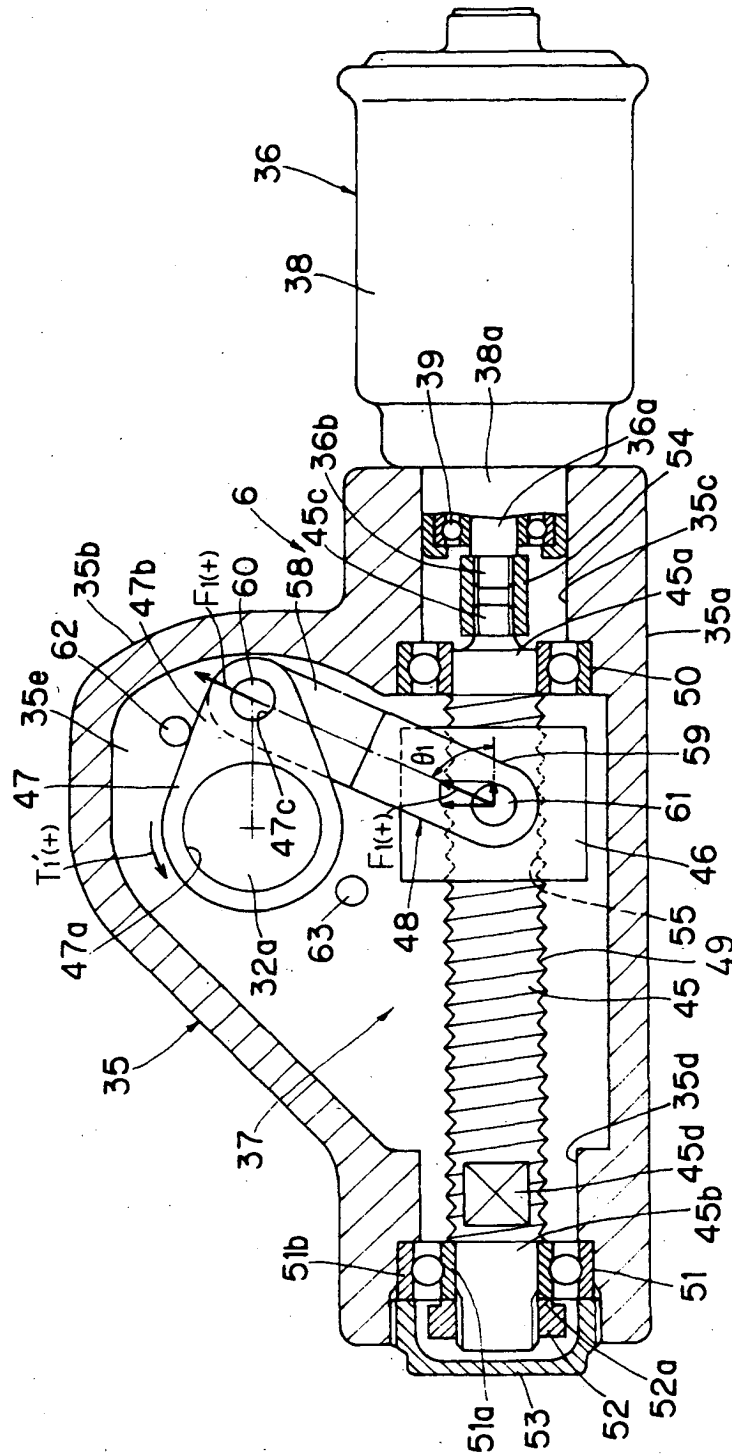
【図4】



【図 5】

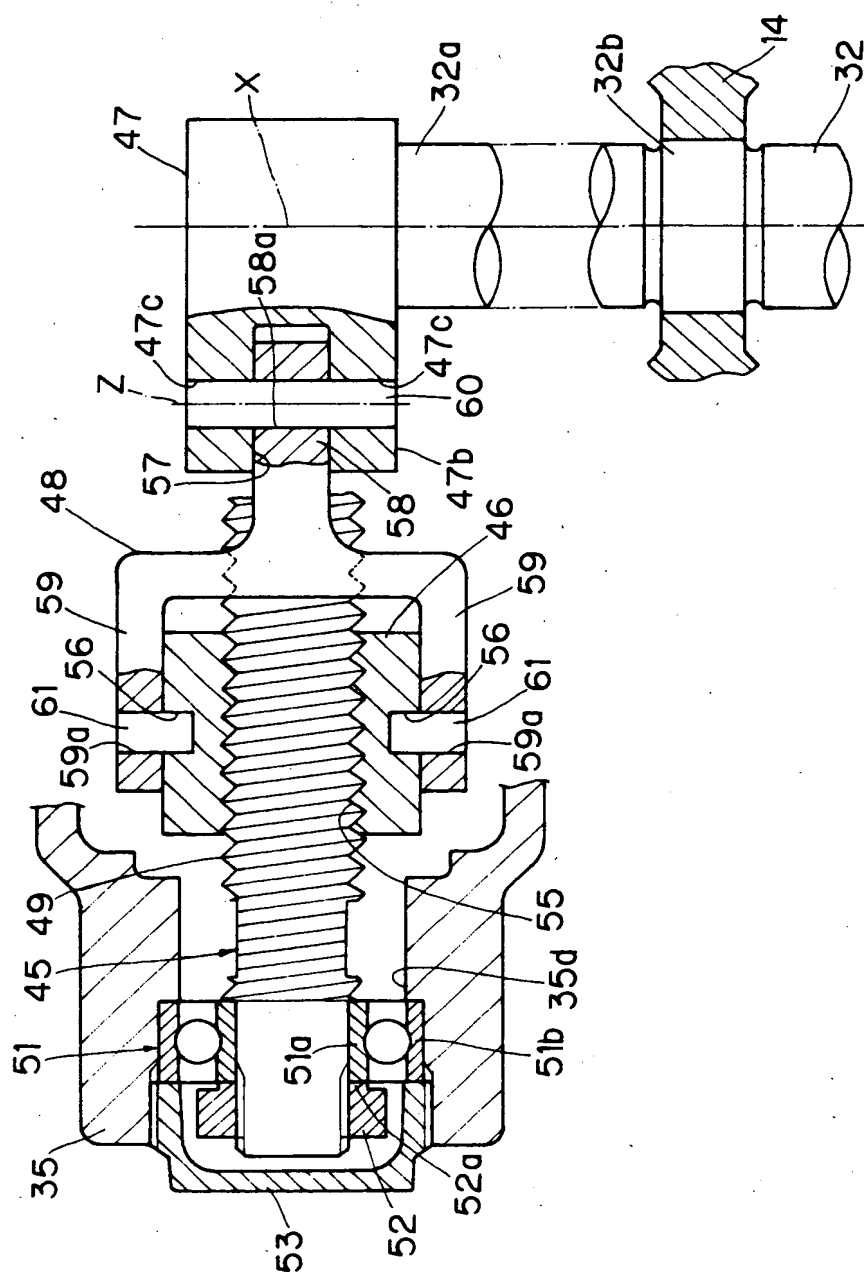


【図6】

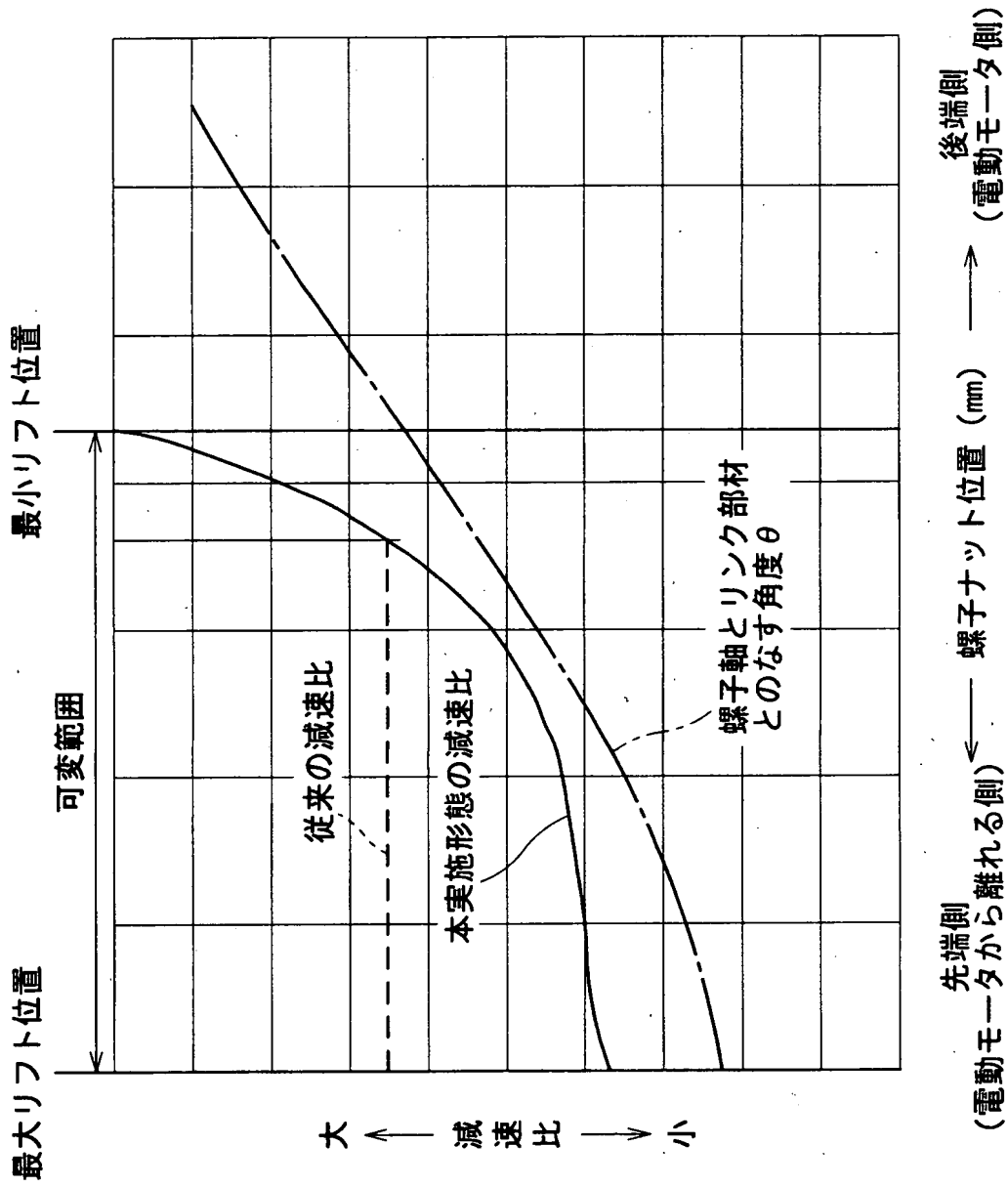




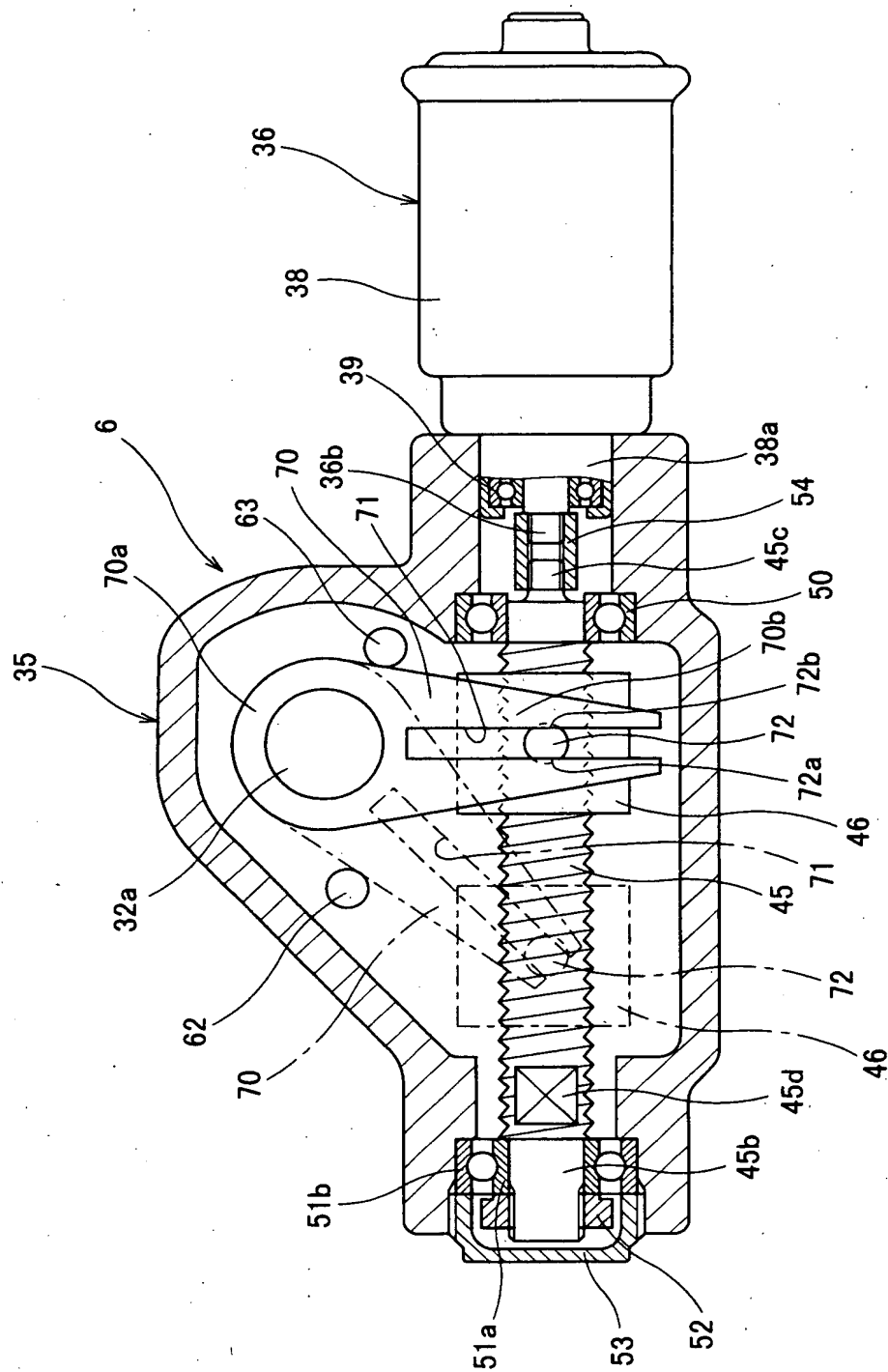
【图 7】



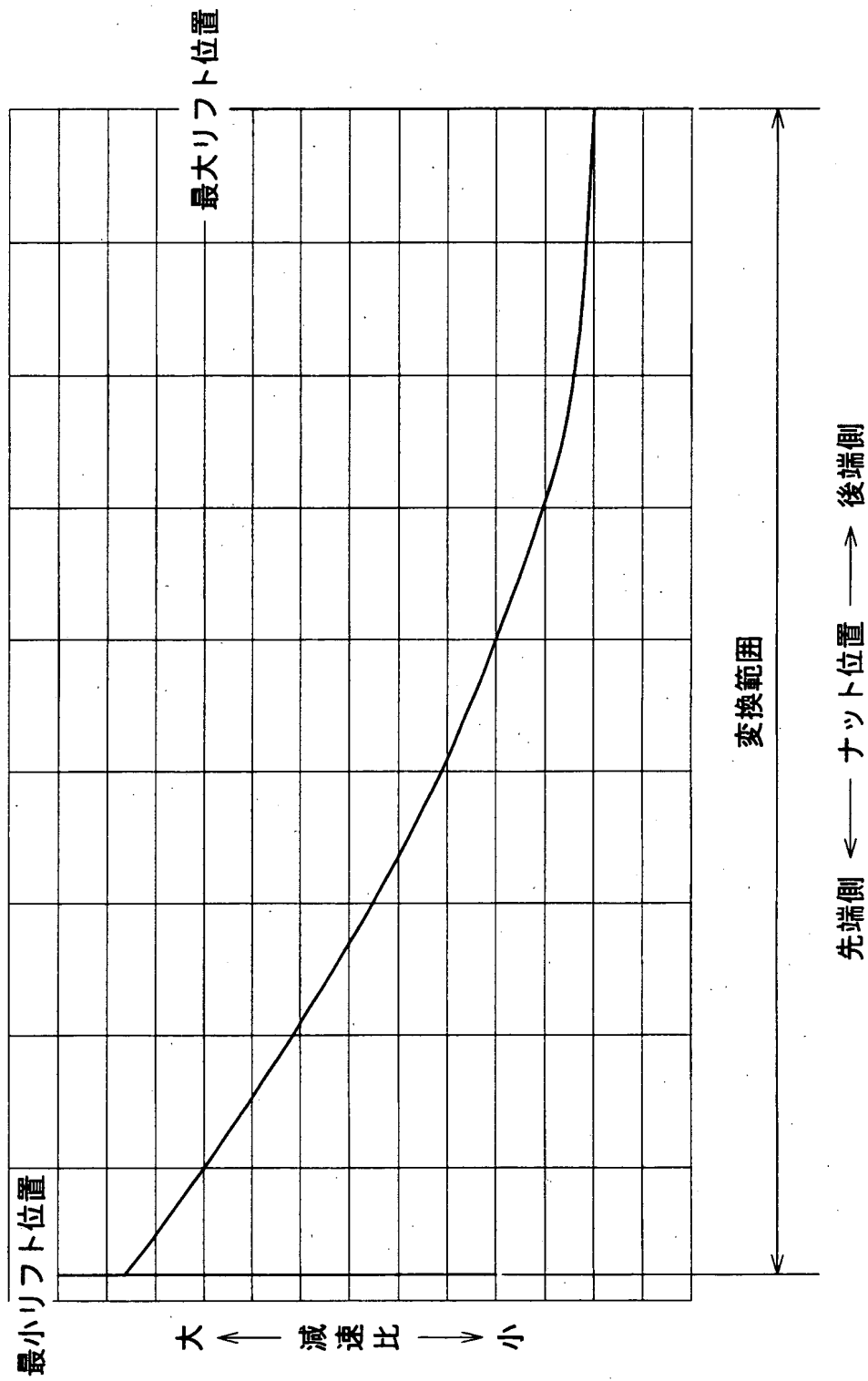
【図 8】



【図 9】



【図 10】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 従来では、減速比が一定であることから、小作動角制御状態での電動モータの電力消費が大きくなってしまおうと共に、小から大作動角制御時における可変機構の作動応答性が悪化している。

【解決手段】 機関運転状態に応じて制御軸 3 2 が回転して吸気弁の作動角を大小制御する可変機構と、前記制御軸を回転制御する駆動機構 6 とを備えている。駆動機構の減速手段である螺子伝達手段 3 7 は、電動モータ 3 6 によって回転しかつ外周面に雄ねじ部 4 9 を有する螺子軸 4 5 と、前記雄ねじ部に螺合して、螺子軸の回転に伴い出力軸の軸方向へ移動する螺子ナット 4 6 と、螺子ナットと制御軸との間を連係するリンク部材 4 8 及び連係アーム 4 7 とから構成され、前記螺子伝達手段の減速比を、吸気弁の大作動角制御状態よりも小作動角制御状態において大きくなるように設定した。

【選択図】 図 1

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [000167406]

1. 変更年月日 1993年 3月11日  
[変更理由] 名称変更  
住 所 神奈川県厚木市恩名1370番地  
氏 名 株式会社ユニシアジェックス
2. 変更年月日 2002年10月15日  
[変更理由] 名称変更  
住 所 神奈川県厚木市恩名1370番地  
氏 名 株式会社日立ユニシアオートモティブ